



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 197 05 323 A 1**

⑤ Int. Cl.⁶:
F 01 D 5/30

②① Aktenzeichen: 197 05 323.8
②② Anmeldetag: 12. 2. 97
④③ Offenlegungstag: 27. 8. 98

DE 197 05 323 A 1

⑦① Anmelder:
Siemens AG, 80333 München, DE

⑦② Erfinder:
Bartsch, Carsten, Dipl.-Ing., 45478 Mülheim, DE;
Becker, Bernard, Dr.-Ing., 45481 Mülheim, DE

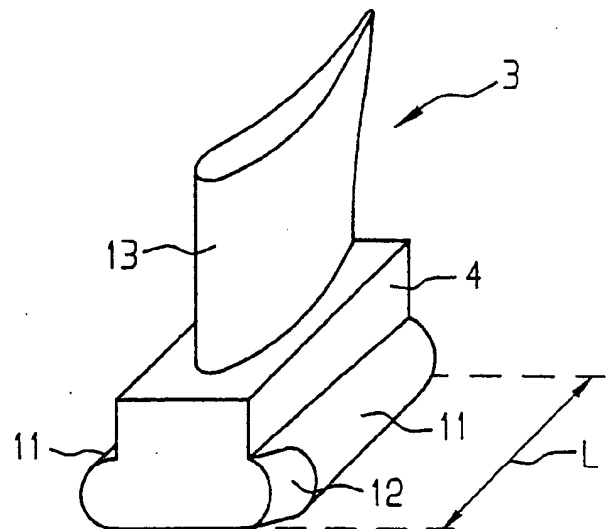
⑤⑥ Entgegenhaltungen:
US 55 67 116
US 41 69 694

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Reduzierung von lokalen Spannungen in Schaufelfußnuten

⑤⑦ Die Erfindung schafft eine Schaufel (3) mit Schaufelfuß (4), der eine Tragflanke (11) hat, für eine Turbomaschine, wobei die Schaufel (3) in einer zur Rotationsachse eines Rotors schrägen Nut der Turbomaschine anbringbar ist. Der Querschnitt der Tragflanke (11) des Schaufelfußes (4) ändert sich über die Länge (L) und/oder Höhe der Tragflanke (11). Weiterhin schafft die Erfindung einen Rotor einer Turbomaschine mit in Nuten anbringbaren Schaufeln (3) mit Schaufelfüßen (4) entsprechend einer obigen Schaufel, wobei die Nuten schräg zur Rotationsachse des Rotors verlaufen. Der Schaufelfuß (4) und/oder die Nut im Rotor weisen zumindest in einem Abschnitt so wenig Material auf, daß dieser Abschnitt im Stillstand des Rotors zu dem Rotor bzw. dem Schaufelfuß im eingebauten Zustand beabstandet ist. Bei Betriebsdrehzahl des Rotors jedoch und somit bei Belastung der Turbomaschine ist dagegen dieser Abstand überwunden und eine Berührung findet statt. Es erfolgt eine Übertragung eines Teiles der auf das Schaufelblatt (13) wirkenden Kräfte über diesen Abschnitt.



DE 197 05 323 A 1

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Schaufel mit Schaufelfuß, der eine Tragflanke hat, für eine Turbomaschine. Die Schaufel ist in einer Nut schräg zur Rotationsachse eines Rotors der Turbomaschine anbringbar. Weiterhin betrifft die Erfindung einen Rotor einer Turbomaschine mit in Nuten anbringbaren Schaufeln mit Schaufelfüßen.

An einer Schaufel einer Turbomaschine greifen in unterschiedlichen Richtungen Schaufelkraftkomponenten an. Diese lassen sich im wesentlichen aus der Druckverteilung ermitteln, wobei insbesondere die folgenden Einflußgrößen von Bedeutung sind: Profilform, Gittergeometrie (Teilung, Staffellung), Anströmrichtung und Machzahlniveau. Die so an der Schaufel wirkenden Kräfte müssen über den Schaufelfuß weitergeleitet werden. Dieser stellt als Bindeglied zur Befestigung der Schaufel mit der Scheibe ein wichtiges Glied einer Turbomaschine dar.

Beispielsweise bei einem Gasturbinenverdichter werden Verdichterschaufeln in schräg zur axialen Richtung verlaufenden Nuten im Läufer eingesetzt. Aufgrund der Belastung der rotierenden Schaufel, insbesondere aufgrund der Fliehkraft, entstehen lokal sehr hohe Spannungen im Bereich des Schaufelfußes. Die Krafteinleitung von dem Rotor auf die Schaufel führt zu einer besonderen Belastung der Nut in den sogenannten "spitzen Ecken". Darunter sind diejenigen Ecken zu verstehen, die durch die Schräge der Nut einen kleineren Winkel von der senkrecht zur An- bzw. Abströmrichtung stehenden Scheibenquerschnittsfläche bis zur Nut haben gegenüber den gegenüberliegenden, auf der anderen Schaufelseite befindlichen Ecken. Die in den "spitzen Ecken" sehr hohen Spannungen lassen sich dadurch erklären, daß durch das schräge Anschneiden an den Enden der Scheibe die Steifigkeit der Nut dort stark herabgesetzt wird. Dieses begünstigt hohe Dehnungen und entsprechend hohe Spannungen. Je größer der Einbauwinkel und damit die Schräge der Nut zur Rotationsachse des Rotors ist, umso höher sind die lokalen Spannungen in den "spitzen Ecken". Bei Gasturbinenverdichtern sind nun große Einbauwinkel - Schrägen - erforderlich, wenn der Massenstrom im Verdichter reduziert werden soll.

Eine Möglichkeit, hohen Spannungen entgegenzuwirken, ist es, Schaufeln tiefer zu setzen, wodurch sich eine über die Höhe des Schaufelfußes geänderte Spannungsverteilung ergibt. Eine andere Möglichkeit ist, die Anzahl der Schaufeln über einen Rotorquerschnitt zu reduzieren. Dieses würde aber letztendlich mehr Stufen erforderlich machen. Beide Möglichkeiten sind außerdem in ihrer Wirkung begrenzt und reduzieren die Spannungen nur um maximal 10%. Dieses reicht jedoch nicht für neu projektierte Gasturbinentypen aus, die mit reduziertem Massenstrom und größeren Einbauwinkeln der Verdichterschaufeln im Rotor ausgelegt werden.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, eine konstruktive Maßnahme zu finden, durch die eine Belastung insbesondere in den "spitzen Ecken" einer Nut schräg zur Rotationsachse eines Rotors einer Turbomaschine besser verteilt ist.

Diese Aufgabe wird durch eine Schaufel mit Schaufelfuß, der eine Tragflanke hat, mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst. Auch wird diese Aufgabe durch einen Rotor einer Turbomaschine mit in Nuten anbringbaren Schaufeln mit Schaufelfüßen mit den Merkmalen des Anspruchs 11 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen, Weiterbildungen und Merkmale sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben.

Die erfindungsgemäße Schaufel mit Schaufelfuß, welcher eine Tragflanke hat, für eine Turbomaschine, wobei die Schaufel in einer Nut schräg zur Rotationsachse eines Ro-

tors der Turbomaschine anbringbar ist, weist einen Querschnitt der Tragflanke des Schaufelfußes auf, der sich über die Länge und/oder Höhe der Tragflanke ändert. Zum einen wird dadurch die Krafteinleitung beispielsweise bei einem Verdichter vom Fuß in die Scheibe an den kritischen Stellen reduziert und die lokalen Spannungsspitzen gesenkt. Zum anderen ermöglicht eine Änderung des Querschnittes der Tragflanke eine derartige Ausgestaltung des Schaufelfußes, daß zur Mitte der Tragflanke hin eine höhere Tragwirkung erzielt wird. Dadurch sind die Eckenbereiche und vor allem die "spitzen Ecken" von Spannungen entlastbar. Die Form der Änderung des Querschnittes der Tragflanke ist somit in vielfältigen Formen und Ausführungen möglich. Im folgenden werden diejenigen Ausgestaltungen beschrieben, die sich als besonders vorteilhaft erwiesen haben. Je nach Belastung an der Schaufel, d. h. je nach auftretenden Kräften an der Druck- bzw. Saugseite des Schaufelblattes sowie den Rotationskräften, ist es unter Umständen ausreichend, daß der Querschnitt der Tragflanke sich nur auf einer Seite des Schaufelfußes verändert. Dieses kann schon für einen ausreichenden Spannungsabbau in den gefährdeten Bereichen des Schaufelfußes genügen.

Eine Querschnittsänderung, die sich als zweckmäßig in der Praxis herausgestellt hat, ist eine Verjüngung der Tragflanke zu einem Ende des Schaufelfußes hin. Unter Verjüngung ist zu verstehen, daß die Höhe oder auch Breite des Querschnitts über die Länge der Tragflanke abnimmt, wodurch in dem Bereich der Verjüngung auch eine kleinere Fläche zur Kraftübertragung im Zusammenspiel mit der Nut im Vergleich zu dem verbleibenden Rest der Tragflanke zur Verfügung steht. Eine Verjüngung erlaubt es, derartige Schaufelfüße auch nachträglich, beispielsweise bei Ersatz von Schaufeln, in herkömmliche Nuten eines Rotors anzubringen. Auch gestattet die Verjüngung, den Querschnitt der Tragflanke speziell an die Geometrie der Nut eines Rotors einer Turbomaschine und umgekehrt anzupassen. Da, wie oben festgestellt, die größten Belastungen zwischen Schaufelfuß und Nut an den spitzen Ecken auftreten, verjüngt sich insbesondere derjenige Abschnitt einer Tragflanke, der benachbart zu einer derartigen "Ecke" in einer Nut aufgrund der Anbringung zugeordnet ist.

Zur Unterbringung möglichst vieler Schaufeln in einer Stufe ist eine optimale Ausnutzung des nur begrenzt zur Verfügung stehenden Raumes einer Scheibe einer Stufe vonnöten. Dadurch ergibt sich eine gewisse Zwangsläufigkeit der Anordnung von Schaufelblattdruck- und Schaufelblattsaugseite zum Schaufelfuß bei zur Rotationsachse des Rotors schräger Nut für eine Schaufel. Ist die Schaufel nun eine Verdichterschaufel, verjüngt sich vorteilhafterweise die Tragflanke an der Anströmseite der Saugseite und/oder an der Abströmseite der Druckseite. Ist die Schaufel eine Turbinenschaukel, verjüngt sich die Tragflanke an der Abströmseite der Saugseite und/oder an der Anströmseite der Druckseite.

Eine etwas andere Ausführungsform der Änderung des Querschnittes der Tragflanken des Schaufelfußes liegt bei einer ballig geformten Tragkante vor. Die ballige Gestaltung erreicht, daß in der Mitte der Tragflanke eine höhere Tragwirkung vorhanden ist. Dieses entlastet damit vor allem die "spitzen Ecken". Unter Balligkeit ist insbesondere eine Kurvigkeit über zumindest einen Verlauf des Querschnittes entlang der Tragflanke des Schaufelfußes zu verstehen. Diese Kurvigkeit, beispielsweise eine Wölbung, erstreckt sich zweckmäßigerweise zumindest über einen Teil der Tragkante. Je nach auftretenden Belastungen ist aber auch die gesamte Tragkante ballig zu formen. Bei geeigneter Auslegung der Kraftübertragung Nut-Schauelfuß-Schaukel hat es sich als ausreichend erwiesen, daß der Querschnitt der Trag-

2. Schaufel (3) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Querschnitt der Tragflanke (11) sich nur auf einer Seite des Schaufelfußes (4) verändert.
3. Schaufel (3) nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Tragflanke (11) sich zu einem Ende des Schaufelfußes (4) hin verjüngt.
4. Schaufel (3) nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Tragflanke (11) sich benachbart zu einer "spitzen Ecke" (10) der Nut (5) ändert.
5. Schaufel (3) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Schaufel (3) eine Verdichterschaukel ist und die Tragflanke (11) sich an der Anströmseite der Saugseite und/oder an der Abströmseite der Druckseite verjüngt.
6. Schaufel (3) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Schaufel (3) eine Turbinenschaukel ist und die Tragflanke (11) sich an der Abströmseite der Saugseite und/oder an der Anströmseite der Druckseite verjüngt.
7. Schaufel (3) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Tragflanke (11) ballig geformt ist.
8. Schaufel (3) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Querschnitt der Tragflanke (11) sich nur in einem Bereich von einem Ende der Tragflanke (11) bis in etwa zu deren Hälfte, insbesondere etwa bis zu deren Drittel, ändert.
9. Schaufel (3) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein Eckbereich der Tragflanke (11) abgeschrägt ist.
10. Schaufel (3) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein Schaufelfuß (4) eine erste (16) und eine zweite (17) Tragflanke (11) mit jeweils unterschiedlichem Querschnitt hat, wobei insbesondere die erste Tragflanke (16) eine Balligkeit (18) und die zweite Tragflanke (17) eine Verjüngung (15) und/oder Abschrägung aufweist.
11. Rotor (2) einer Turbomaschine mit in Nuten (5) anbringbaren Schaufeln (3) mit Schaufelfüßen (4) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Nuten (5) schräg zur Rotationsachse des Rotors (2) verlaufen, dadurch gekennzeichnet, daß der Schaufelfuß (4) und/oder die Nut (5) im Rotor (2) zumindest in einem Abschnitt (7) so wenig Material aufweisen, daß dieser Abschnitt (7) im Stillstand des Rotors (2) zu dem Rotor (2) bzw. dem Schaufelfuß (4) im eingebauten Zustand beabstandet ist, dagegen jedoch bei Betriebsdrehzahl des Rotors (2) und somit bei Belastung der Turbomaschine dieser Abstand (8) überwunden ist und eine Berührung stattfindet sowie eine Übertragung eines Teiles der auf das Schaufelblatt (13) wirkenden Kräfte über diesen Abschnitt (7) erfolgt.
12. Rotor (2) nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Abschnitt (7) zumindest benachbart zu einem Ende einer Tragflanke (11) des Schaufelfußes (4) liegt, insbesondere benachbart zu einer "spitzen Ecke".
13. Rotor (2) nach Anspruch 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Abschnitt (7) sich bei einer Verdichterschaukel zumindest benachbart zu der Tragflanke (11) an der Anströmseite der Saugseite und/oder an der Abströmseite der Druckseite befindet.
14. Rotor (2) nach Anspruch 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Abschnitt (7) sich bei einer Turbinenschaukel zumindest benachbart zu der Tragflanke (11) an der Abströmseite der Saugseite und/oder an der Anströmseite der Druckseite befindet.
15. Rotor (2) nach einem der vorhergehenden Ansprüche,

che, dadurch gekennzeichnet, daß der Abschnitt (7) ballig geformt ist.

16. Rotor (2) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Abschnitt (7) sich nur in einem Bereich ändert, der zumindest benachbart ist von einem Ende der Tragflanke (11) bis in etwa zu deren Hälfte, insbesondere etwa bis zu deren Drittel.

17. Rotor (2) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Abschnitt (7) benachbart zu einem Eckbereich der Tragflanke (11) ist und eine Abschrägung aufweist.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

flanke sich nur in einem Bereich von einem Ende der Tragflanke bis in etwa zu deren Hälfte, insbesondere etwa bis zu deren Drittel, ändert. Die Spannungen verteilen sich dann so, daß es zu keinen Überbelastungen und auch zu keinen Materialermüdungen auf längere Sicht kommt.

Eine mit wenig Aufwand zu erzielende Reduzierung der Krafteinleitung vom Fuß in die Scheibe an einer kritischen Stelle ist durch eine Abschrägung eines Eckbereiches der Tragflanke erreichbar. Unter Umständen genügt dieses schon, um lokale Spannungsspitzen soweit abzubauen, daß insgesamt eine sehr viel vergleichsmäßigere Spannungsübertragung gewährleistet ist. Entsprechend der vielfältigen Gestaltungsmöglichkeiten der Konstruktion einer Schaufel mit Schaufelfuß sind auch verschiedenartige Änderungen des Querschnittes der Tragflanke des Schaufelfußes miteinander kombinierbar. Dieses betrifft die Balligkeit ebenso wie die Verjüngung, aber ebenso die Abschrägung. Eine Weiterentwicklung einer Schaufel mit geringen Spannungsspitzen in einer schrägen Nut am Schaufelfuß weist eine Balligkeit an einer Tragflanke des Schaufelfußes auf, während eine andere Tragflanke des Schaufelfußes auf der gegenüberliegenden Schaufelseite eine Verjüngung oder auch eine Abschrägung aufweist. Je nach Belastung der Schaufelseiten, ob Saug- oder Druckseite, läßt sich auch auf diese Weise eine Vergleichsmäßigung der Spannungsübertragung zwischen Schaufel und Nut durchführen.

Weiterhin stellt die Erfindung einen Rotor einer Turbomaschine mit in Nuten anbringbaren Schaufeln mit Schaufelfüßen entsprechend einem der vorhergehenden Merkmale zur Verfügung, wobei die Nuten schräg zur Rotationsachse des Rotors verlaufen. Der Schaufelfuß und/oder die Nut im Rotor weisen zumindest in einem Abschnitt so wenig Material auf, daß dieser Abschnitt im Stillstand des Rotors zu dem Rotor bzw. dem Schaufelfuß im eingebauten Zustand beabstandet ist. Bei Betriebsdrehzahl des Rotors und somit bei Belastung der Turbomaschine dagegen ist dieser Abstand überwunden und eine Berührung findet statt. Es erfolgt eine Übertragung eines Teiles der auf das Schaufelblatt wirkenden Kräfte über diesen Abschnitt. Die Beabstandung in einem Abschnitt führt dazu, daß zuerst diejenigen Bereiche zwischen dem Schaufelfuß und der Nut zur Kraftübertragung dienen, die auch direkt anliegen. Durch geeignete Anordnung des beabstandeten Abschnittes sowie der kraftübertragenden Bereiche am Schaufelfuß und/oder der Nut sind nun Spannungsspitzen vermeidbar. Eine Ausführungsform sieht vor, daß der Abschnitt zumindest benachbart zu einem Ende einer Tragflanke des Schaufelfußes liegt, insbesondere benachbart zu einer "spitzen Ecke". Dieses ermöglicht den über die Länge des Schaufelfußes betrachtet eher mittig liegenden Bereichen, zuerst Kräfte weiterleiten zu können. Erst bei weiter auftretender Belastung und damit verbundener Überwindung der Beabstandung im Abschnitt trägt auch dieser zur Kraftübertragung bei, allerdings dann nicht mehr in der Höhe, in der dieses ohne die Beabstandung stattgefunden hätte.

Um in einer Scheibe eines Rotors den zur Verfügung stehenden Platz mit möglichst vielen Schaufeln in einer Stufe ausnutzen zu können, befindet sich der Abschnitt bei einer Verdichterschaukel zumindest benachbart zu der Tragflanke an der Anströmseite der Saugseite und/oder an der Abströmseite der Druckseite. Bei einer Turbinenschaukel befindet sich der Abschnitt zumindest benachbart zu der Tragflanke an der Abströmseite der Saugseite und/oder an der Anströmseite der Druckseite. Die Ausgestaltung des Abschnittes erfolgt entweder analog zu den oben beschriebenen Ausführungsformen von Querschnitten einer Tragflanke eines Schaufelfußes, beispielsweise als Verjüngung oder als Balligkeit. Der Abschnitt ist am Schaufelfuß und/oder an der

Nut im Rotor so ausgestaltet, daß auch eine bisher herkömmliche Nut oder Schaufelfußgeometrie zumindest im wesentlichen weiter nutzbar ist.

Für das Zusammenspiel von Schaufelfuß und Nut einer Turbomaschine hat es sich als vorteilhaft erwiesen, daß der Abschnitt sich nur in einem Bereich ändert, der zumindest benachbart ist von einem Ende der Tragflanke bis in etwa zu deren Hälfte, insbesondere etwa bis zu deren Drittel. Dadurch werden Spannungsspitzen in diesem Bereich vermieden und die bezüglich der Scheibenmaterialdicke eher mittleren Bereiche belastet, ohne daß nun diese Bereiche überbeansprucht werden. Zur Vermeidung der Spannungsspitzen ist es daher zweckmäßig, daß der Abschnitt benachbart zu einem Eckbereich der Tragflanke ist und eine Abschrägung aufweist.

Weitere Vorteile, Merkmale und Ausführungsformen der Erfindung werden anhand der nachfolgenden Zeichnung näher erläutert. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind durch zusätzliche Kombinationen der offenbarten Merkmale möglich. Es zeigen:

Fig. 1 einen Querschnitt durch eine Stufe eines Verdichters mit zwei dargestellten Schaufeln und Schaufelfüßen in Nuten einer Verdichterscheibe,

Fig. 2 eine Ansicht von oben der Fig. 1,

Fig. 3 eine Schaufel mit Schaufelfuß, der eine Tragflanke hat, welche eine Querschnittsänderung aufweist,

Fig. 4 eine Aufsicht auf eine Turbinenstufe im Ausschnitt,

Fig. 5 einen Ausschnitt eines Turbinenschaufelfußes in einem Turbinenrotor,

Fig. 6 eine Schaufel mit Schaufelfuß, wobei eine Tragflanke des Schaufelfußes abgeschrägt ist,

Fig. 7 eine weitere Schaufel mit einer Querschnittsänderung der Tragflanke,

Fig. 8 eine Schaufel im Ausschnitt mit Schaufelfuß, dessen Tragflanken ballig geformt sind,

Fig. 9 eine erste Balligkeit einer Tragflanke eines Schaufelfußes und

Fig. 10 eine zweite Balligkeit an einem Ende einer Tragflanke einer Schaufel.

Fig. 1 zeigt im Querschnitt eine Scheibe 1 eines Rotors 2. In der Scheibe 1 sind zwei Schaufeln 3 mit jeweils einem Schaufelfuß 4 in jeweils einer Nut 5 angebracht. Die Nuten 5 verlaufen dabei schräg zur Rotationsachse 6 des Rotors 2. Zwischen dem Schaufelfuß 4 und der Nut 5 befindet sich in einem Abschnitt 7 im Stillstand des Rotors 2 so wenig Material, daß der Schaufelfuß 4 bzw. der Rotor 2 in diesem Abschnitt 7 voneinander beabstandet sind. Bei Betriebsdrehzahl des Rotors wird dieser Abstand 8 im Abschnitt 7 überwunden. In der Fig. 1 ist der Abstand 8 als Raum zwischen der Nut 5 und dem Schaufelfuß 4 angedeutet. Die Anordnung des Abschnittes 7 ist davon abhängig, wo über die Länge und Höhe des Querschnittes des Schaufelfußes 4 bzw. der Nut 5 gesehen, die höchsten lokalen Spannungen auftreten. Für einen Verdichter befinden sich besonders bevorzugte Bereiche für einen Abschnitt 7 auf der Saugseite an der Zuströmseite und auf der Druckseite an der Abströmseite, für eine Turbine genau umgekehrt.

Fig. 2 zeigt eine Aufsicht der Scheibe 1 aus Fig. 1, hier mit einem Verdichterprofil der Schaufel 3. Die Scheibe 1, die eine Breite B hat, weist schräg angeordnete Nuten 5 auf. In den schrägen Nuten 5 befinden sich Schaufeln 3. Die nicht sichtbaren Schaufelfüße 4 sind in den gestrichelt angedeuteten Nutenweiterungen 9 angebracht. Aus der Fig. 2 wird nochmals die schon oben gegebene Definition einer "spitzen Ecke" 10 deutlich. Dort, wo ein Winkel α beginnend an der An- oder Abströmseite der Scheibe bis zur Nut im Vergleich zu gegenüberliegenden Winkeln γ geringere

Werte annimmt, liegt eine "spitze Ecke" 10 vor. Um die in diesen Ecken 10 auftretenden hohen Spannungswerte zu vermeiden, weisen die Tragflanken 11 der Schaufeln 3 Querschnittsänderungen 12 auf, die gestrichelt benachbart zu den "spitzen Ecken" angedeutet sind. Eine jeweilige Querschnittsänderung 12 stellt eine Verminderung der Höhe wie möglicherweise auch der Breite der Tragflanke über deren Länge dar. Dadurch wird die Kräfteinleitung vom Schaufelfuß in die Scheibe 1 im Bereich der "spitzen Ecke" 10 reduziert, wodurch Spannungsspitzen abgesenkt werden.

Fig. 3 zeigt eine Schaufel 3 entsprechend einer Ausgestaltung nach Fig. 2. Die Schaufel 3 mit Schaufelfuß 4, Schaufelfuß 4 und zwei Tragflanken 11 weist über die Länge L eine Querschnittsänderung 12 auf. Die Querschnittsänderung 12 geht in die gegenüber herkömmlichen Tragflanken ansonsten unverändert gebliebene Tragflanke 11 über. Die dargestellte Querschnittsänderung 12 ist eine Quasiabschrägung einer Ecke der Tragflanke 11, die benachbart ist zu der Saugseite des Schaufelblattes 13. Das Schaufelblatt 13 soll hierbei ein Verdichterprofil aufweisen. Damit befindet sich die Querschnittsänderung 12 auf derjenigen Seite und in demjenigen Bereich, der bezüglich Spannungsspitzen bei schrägen Nuten im Rotor einer Turbomaschine besonders anfällig ist.

Fig. 4 zeigt Schaufeln 3 mit einem Turbinenschaufelprofil. Die Schaufeln 3 sind ebenfalls in schrägen Nuten 5 in einer Scheibe 1 angebracht. Die Nutenweiterungen 9, wiederum gestrichelt angedeutet, befinden sich jedoch nun näher zum Schaufelblatt 13, da beide Schaufeln 3 Tannenbaumfüße 14 haben. Querschnittsänderungen 12, ebenfalls gestrichelt angedeutet, befinden sich nun an den jeweiligen Tragflanken 11 der Tannenbaumfüße 14, wie es aus der nachfolgenden Fig. 5 deutlicher hervorgeht.

Fig. 5 zeigt einen Tannenbaumfuß 14 aus der Fig. 4. Dieser hat je Schaufelseite vier Tragflanken 11, wobei Querschnittsänderungen 12 in diesem Ausschnitt jeweils an einer Tragflanke 11 auf einer Seite des Tannenbaumfußes 14 vorhanden sind. Eine Änderung des Querschnittes einer Tragflanke 11 ist nicht nur beispielsweise bei Lavall-Füßen oder Hammerkopf-Füßen anwendbar, sondern ebenfalls bei Schaufelfußgeometrien, die so wie beim Tannenbaumfuß 14 mehrere Tragflanken 11 aufweisen. Die Art der Querschnittsänderung 12 bei jeder einzelnen Tragflanke 11 eines Tannenbaumfußes 14 kann entsprechend den auftretenden Spannungen angepaßt sein und braucht daher nicht zwangsläufig mit den Querschnittsänderungen an anderen Tragflanken des Tannenbaumfußes 14 übereinstimmen. Gleiches gilt auch für den Ort der Querschnittsänderung bzw. für einen Abschnitt 7, wie er zur Fig. 1 beschrieben worden ist.

Fig. 6 zeigt eine weitere Schaufel 3 mit Schaufelfuß 4, wobei sich eine Querschnittsänderung 12 über die Länge L und die Höhe H der Tragflanke 11 vollzieht. Diese quasi Abschrägung des Tragflankenprofils zu einem Ende der Tragflanke 11 hin kann man auch als Verjüngung bezeichnen. Diese Verjüngung hat den Vorteil, daß die in und benachbart zu der Querschnittsänderung auftretenden Spannungen im Schaufelfuß wiederum ohne Auslösen von zu hohen Spannungsspitzen bei der Kraftübertragung zwischen Nut und Schaufel eingesetzt werden können.

Fig. 7 zeigt eine andere Querschnittsänderung 12 an einer Schaufel 3. Auch diese Querschnittsänderung 12 weist eine Verjüngung auf, wobei das Verjüngungsprofil 15 gegenüber dem vorherigen Verjüngungsprofil der Fig. 6 anstatt einer überwiegend geraden nun eine überwiegend gekrümmte Kontur aufweist. Auf diese Weise kann je nach gewünschter Geometrie des Schaufelfußes 4 im Zusammenspiel mit der Kraftübertragung am Schaufelblatt 13 die jeweils günstigste Höhen- und/oder Längenänderung der Tragflanke 11 ge-

wählt werden.

Fig. 8 zeigt eine weitere erfindungsgemäße Ausgestaltung einer Schaufel 3. Der Schaufelfuß 4 mit einer ersten 16 und einer zweiten 17r Tragflanke ist so geformt, daß Spannungsspitzen lokal vermieden werden. Dazu weisen beide Tragflanken 16, 17 eine Balligkeit 18 auf. Dadurch wird in der Mitte der jeweiligen Tragflanke 16, 17 eine höhere Tragwirkung erzielt und die Ecken entlastet. Insbesondere günstig ist es, wenn die Balligkeit 18 so ausgeführt ist, daß erst bei stärker auftretender Kraft zwischen Schaufel 3 und hier nicht dargestellter schräger Nut zumindest ein Abschnitt der Balligkeit 18 dann auch erst zum Anliegen kommt, d. h. bei der Übertragung eines Teils der auf das Schaufelblatt wirkenden Kräfte mitwirkt. Die Balligkeit 18 ist auch so auszuführen, daß zum einen die Flächenpressung und zum anderen die lokale Kerbspannung im Schaufelfuß 4 so gering gehalten werden, daß auch Materialgrenzen nicht überschritten werden. Dazu ist es vorteilhaft, wenn der Übergang vom Schaufelfuß 4 auf das Schaufelblatt 13 bei der Schaufel 3 so ausgestaltet wird, daß nur reduzierte Kerbzahlen auftreten.

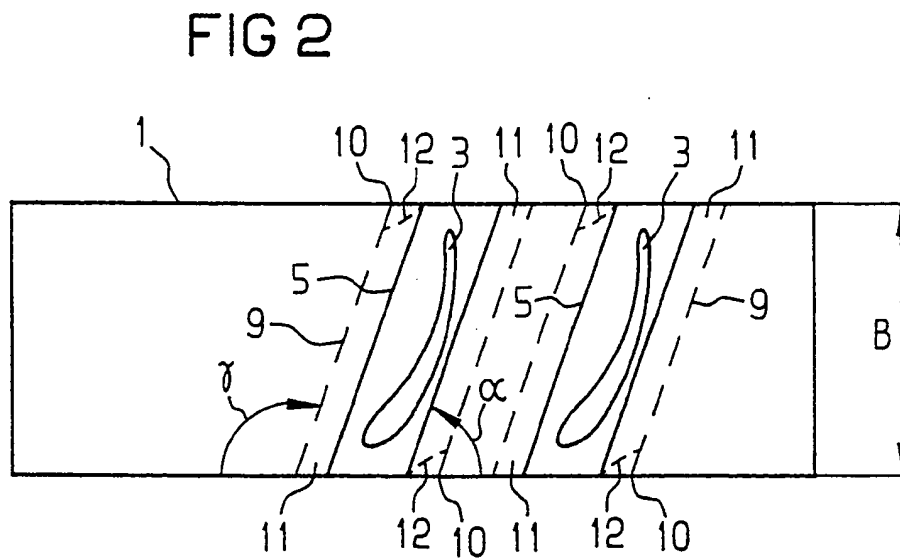
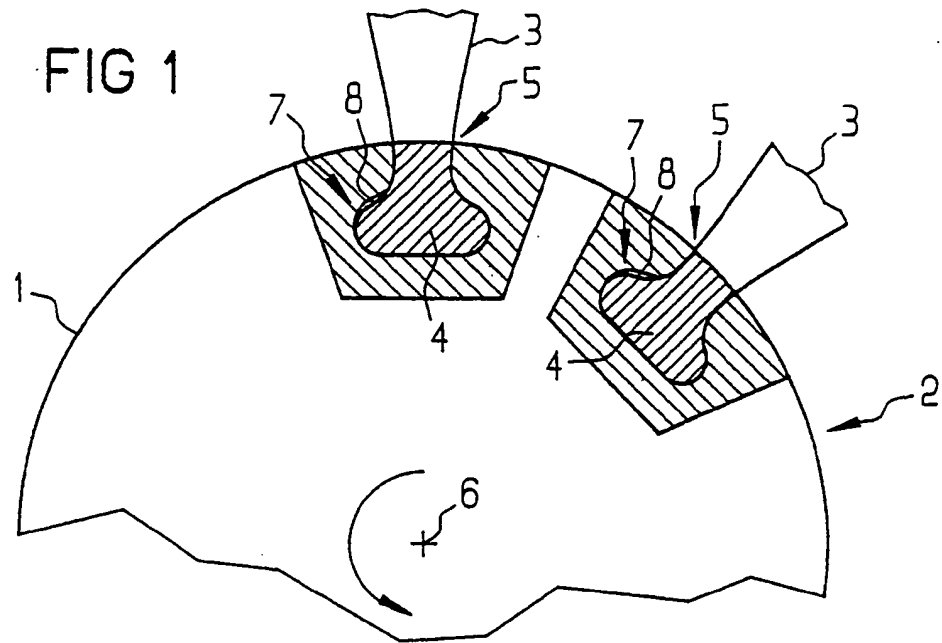
Fig. 9 zeigt die erste Tragflanke 16 aus der Fig. 8 in einer Längsansicht. Angedeutet durch den Pfeil, weist die Balligkeit 18 ein Krümmungsprofil in Form eines Radius' R auf. Ein entsprechend groß gewählter Radius R über die gesamte Tragflanke 16 ergibt eine besonders gleichmäßige Spannungsverteilung, sofern auch eine besonders gleichmäßige Kraftverteilung zwischen Schaufelfuß und Nut vorliegt. Außerdem erleichtert eine derartige Geometrie die Herstellung.

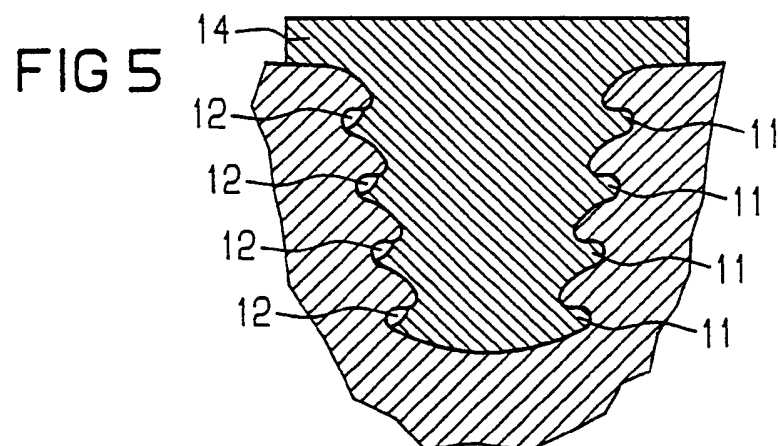
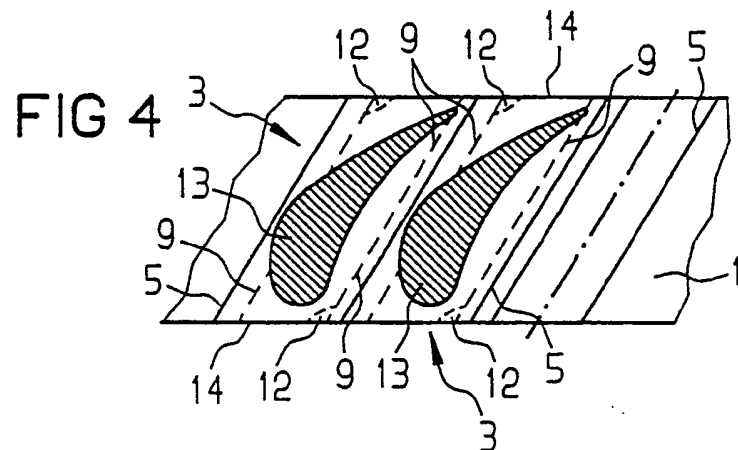
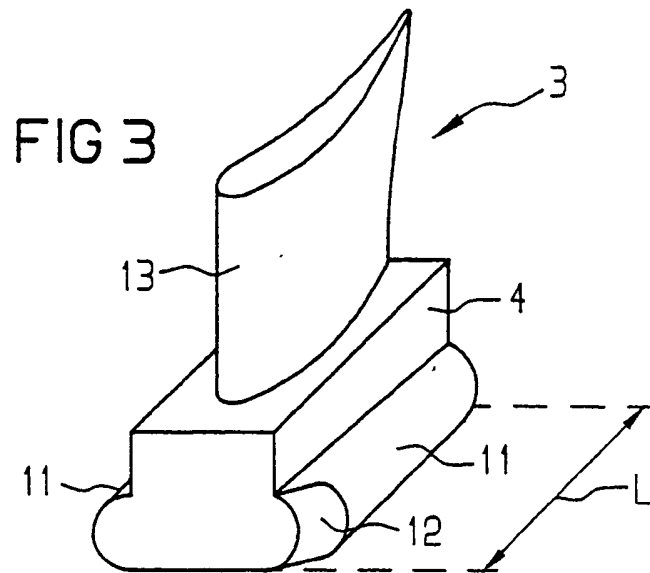
Fig. 10 wiederum zeigt die zweite Tragflanke 17, deren Balligkeit 18 anders als die der ersten Tragflanke 16 ist. In dieser Figur ist der Querschnitt der Tragflanke 17 in etwa bis zu einem Drittel ihrer Länge, gemessen vom einen Ende der Tragflanke, geändert. Eine derartige Geometrie ist vor allem zweckmäßig bei Schaufeln, die bei schon im Betrieb befindlichen Rotoren mit herkömmlichen Schaufeln nun anstatt dieser dort eingesetzt werden sollen. Die Balligkeit 18 der zweiten Tragflanke 17 kann auch bis etwa zu der Hälfte der Länge L der Tragflanke im Querschnitt sich ändern, ohne daß beim Austausch herkömmlicher Schaufel/Schaukel mit Balligkeit Probleme auftreten würden. Der Abstand zwischen der Tragflanke 17 und der hier nicht dargestellten Nut kann insbesondere auch über einen längeren Bereich so gering sein, daß bei immer stärker werdender Belastung der Schaufel auch die an der Kraftübertragung teilnehmende Fläche zwischen Schaufelfuß und Nut immer mehr zunimmt. Dieses schließt auch ein, daß der Querschnitt der Tragflanke sich nur abschnittsweise ändert, d. h. gewisse Abstände mit stetigem Abstand vorhanden sind, bei denen keine Querschnittsänderung stattfindet.

Die vorliegende Erfindung schafft einen neuen Lösungsweg, die bekannten, erhöhten lokalen Spannungen in Schaufelnuten bzw. Schaufelfüßen insbesondere in Eckbereichen zu verringern, ohne daß Einbußen gegenüber der Lebensdauer oder Sicherheit dieser Schaufeln bzw. der Rotorgestaltung gemacht werden müssen. Auch läßt sich die Erfindung bei nachträglich einzusetzenden Austauschschaufeln in herkömmlichen Rotoren anwenden.

Patentansprüche

1. Schaufel (3) mit Schaufelfuß (4), der eine Tragflanke (11) hat, für eine Turbomaschine, wobei die Schaufel (3) in einer zur Rotationsachse (6) eines Rotors (2) schrägen Nut (5) der Turbomaschine anbringbar ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Querschnitt der Tragflanke (11) des Schaufelfußes (4) sich über die Länge (L) und/oder Höhe (H) der Tragflanke (11) ändert.





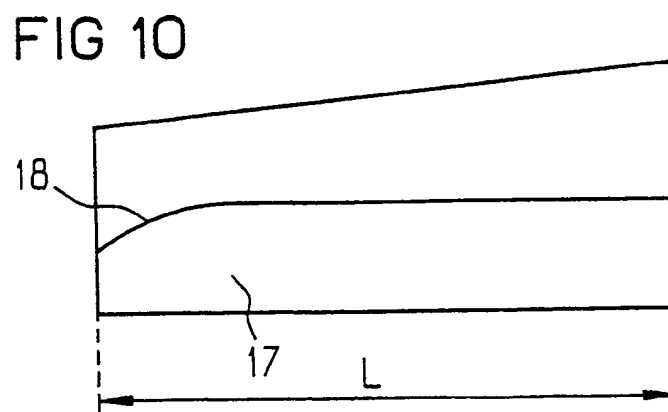
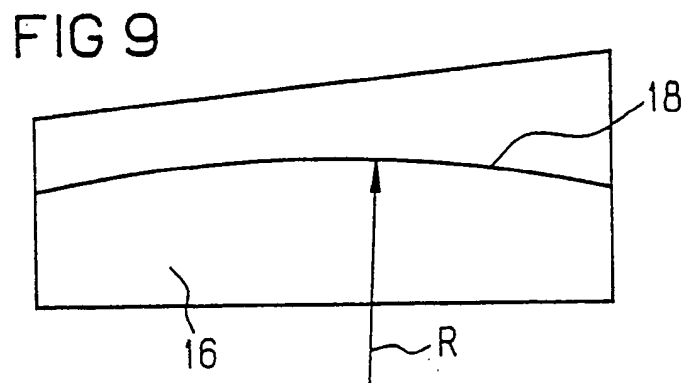
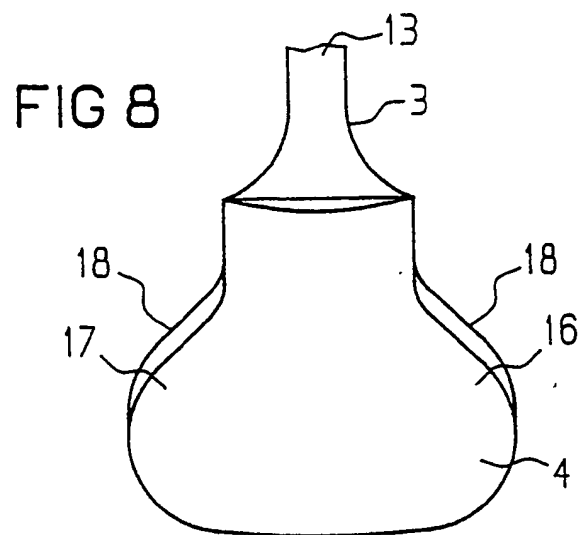


FIG 6

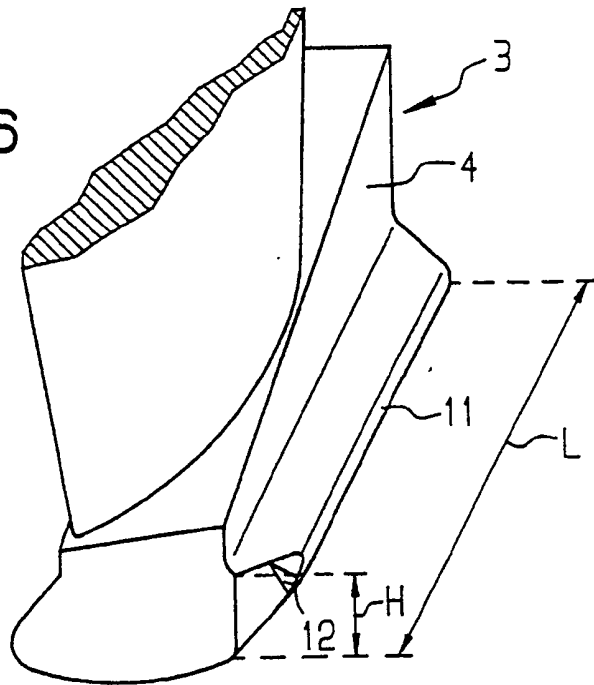
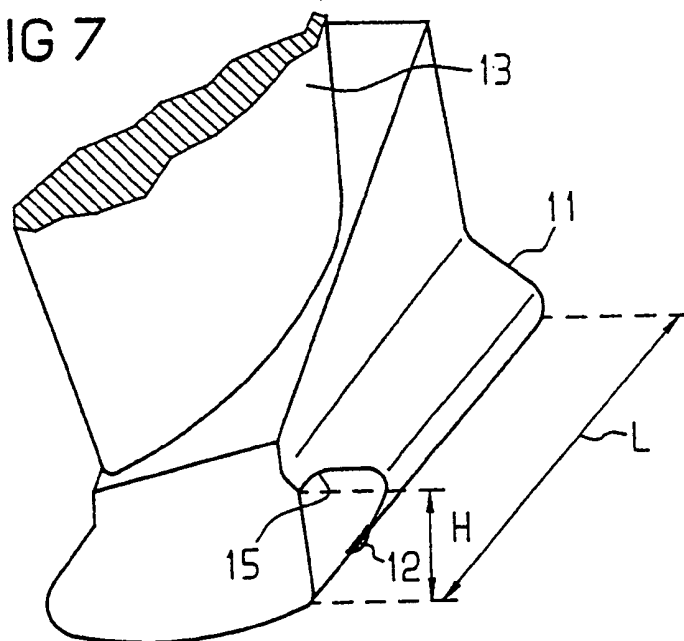


FIG 7



Date of application: Feb. 12, 1997
Date of publication: August 27, 1998
Applicant: Siemens, Inc., Munich, Germany

Title: Reduction of local stresses in blade-foot grooves

The invention creates a turbine engine blade (3) with a blade-foot (4) which has a supporting flange (11), where the blade (3) can be installed in a turbine engine groove that is inclined with respect to the rotational axis of a rotor. The cross section of the supporting flange (11) of the blade-foot (4) changes along the length (L) and/or the height of the supporting flange (11). The invention furthermore creates a turbine engine rotor with blades (3) and blade-feet (4) that can be installed in the grooves mentioned for one of the above blades, where said grooves are inclined with respect to the rotational rotor axis. At least one section of the blade-foot (4) and/or the groove in the rotor has so little material at least in one section, that in the installed condition this section forms a gap between the rotor or the blade-foot when the rotor has stopped. By contrast however, this gap is overcome and contact is made when the rotor is at operating speed and the turbine engine is therefore under load. The result is that a portion of the forces acting on the blade (13) is transmitted through this section.

Description

The invention concerns a turbine engine blade with a blade-foot which has a supporting flange. The blade can be installed in a groove that is inclined with respect to the rotational rotor axis. The invention furthermore concerns a turbine engine rotor that has blades with blade-feet which can be installed in grooves.

A turbine engine blade is subjected to blade force components which run in different directions. They can be essentially determined from the pressure distribution where the following influence variables are particularly significant: profile shape, grid geometry (partition, graduation), flow direction and Mach number level. The forces that act on the blade must be transmitted through the blade-foot. As the link that secures the blade to the disk, the blade-foot is an important component of a turbine engine.

For example the compressor blades in a gas turbine compressor are inserted in grooves in the rotor which are inclined with respect to the axial direction. Very high local stresses are created in the blade-foot area by the load on the rotating blade resulting especially from the centrifugal force. The transmission of power from the rotor to the blade creates a special load on the groove in the so-called "sharp corners". This applies to those corners which because of the inclination of the groove form a smaller angle between the groove and the vertical leading or the trailing direction of the blade's cross sectional area, in contrast to the opposite corners located on the

THIS PAGE BLANK (USPTO)

other side of the blade. The very high stresses in the "sharp corners" can be explained in that the inclined bevel at the ends of the blade strongly reduces the stiffness of the groove. This favors high expansions and correspondingly high stresses. The larger the mounting angle and thus the inclination of the groove with respect to the rotational rotor axis, the higher are the local stresses in the "sharp corners". Gas turbine compressors require large mounting angles and inclinations if the mass flow in the compressor is to be reduced.

One possibility of opposing high stresses is to locate the blades deeper, which changes the stress distribution across the height of the blade-foot. Another possibility is to reduce the number of blades in the cross section of a rotor. But this would finally require more stages. Furthermore the effect of the two possibilities is limited and the maximum stress reduction is only 10%. This is not enough for newly proposed gas turbine engines that are designed with a reduced mass flow and larger mounting angles of the compressor blades in the rotor.

It is the task of this invention to find a constructive measure whereby the load can be better distributed, particularly on the "sharp corners" of a groove that is inclined with respect to the rotational rotor axis of a turbine engine.

This task is fulfilled by a blade with a blade-foot that has a supporting flange according to the features of claim 1. The task is also fulfilled by a turbine engine rotor with blades and blade-feet that can be installed in grooves according to the features of claim 11. Advantageous arrangements, further developments and features are indicated in the dependent claims.

The invented turbine engine blade with a blade-foot that has a supporting flange, where the blade can be installed in a groove which is inclined with respect to the rotational rotor axis in a turbine engine, has a cross section of the blade-foot's supporting flange which changes along the length and/or the height of said supporting flange. On the one hand this reduces the transmission of power, for example from the foot to the blade in the critical areas of a compressor, and reduces the local stress peaks. On the other hand a change in the cross section of the supporting flange makes it possible to design the blade-foot so that greater supporting effect is achieved in the supporting flange center. This helps in unloading the stresses in the corner areas and above all in the "sharp corners". The means of changing the cross sectional shape of the supporting flange have therefore many forms and ways. The following describes the arrangements that proved to be particularly advantageous. Depending on the blade load, i.e. the forces taking place on the pressure or the suction side of the blade and the rotational forces, it may suffice to change the cross section of the supporting flange on one side of the blade-foot only. That may be enough to reduce the stresses in the endangered blade-foot areas.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

A cross sectional change that has proved to be useful in practice is a taper in the supporting flange toward one end of the blade-foot. A taper means that the cross sectional height or also the width is reduced along the length of the supporting flange, which makes available a smaller surface for the transmission of power in the tapered area and in the groove, when compared to the rest of the supporting flange. A taper allows later on to install such blade-feet in the traditional grooves of a rotor, for example when blades are being replaced. The taper also allows to adapt the cross section of the supporting flange to the geometry of a rotor groove in a turbine engine, and vice versa. As shown earlier, since the greatest loads between blade-foot and groove take place in the "sharp corners", especially the section of a supporting flange that is located next to such a "corner" in a groove is tapered.

In order to install as many blades as possible in a stage it is necessary to optimally utilize the limited space on a disk in a stage. This creates a certain inevitability in the arrangement of the pressure and suction sides of the blade in regard to the blade-foot when the groove for a blade is inclined with respect to the rotational rotor axis. If the blade is a compressor blade, it is an advantage to taper the supporting flange on the leading face of the suction side and/or on the trailing face of the pressure side. If the blade is a turbine blade, the supporting flange is tapered on the trailing face of the suction side and/or the leading face of the pressure side.

A somewhat different embodiment of the cross sectional change in the supporting flange of the blade-foot is a camber in the flange. The camber provides greater support in the center of the supporting flange. Above all this unloads the "sharp corners". The camber particularly means a curvature over at least a portion of the cross section along the supporting flange of the blade-foot. This curvature, for example a crown, effectively extends at least along a portion of the supporting flange. Depending on the loads being incurred, the entire supporting flange may be cambered as well. A proper design of the groove-blade-foot-blade power transmission proved that it was sufficient when the cross section of the supporting flange was changed in only one area from one end of the flange to about its center, especially to about its third. The stresses are then distributed so that no overloads occur and no long-term material fatigue takes place.

A low-cost reduction of the power transmission from the foot to the disk can be achieved in a critical area by beveling a corner area of the supporting flange. This may be enough to reduce local stress peaks and thus ensure an altogether much more homogeneous stress transmission. According to the various embodiment possibilities in constructing a blade with a blade-foot, different cross sectional changes in the blade-foot supporting flange can also be combined. This concerns the camber as well as the taper, but also the bevel.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

A further development of a blade in an inclined groove with small stress peaks in the blade-foot has a cambered supporting flange, while another supporting flange of the blade-foot has a taper or also a bevel on the opposite side of the blade. In this way a homogeneous stress transmission can be obtained between the blade and the groove, depending on the load on the blade sides, whether it is on the suction or on the pressure side.

The invention furthermore makes available a turbine engine rotor with blades and blade-feet that can be installed in grooves according to the features of one of the previously indicated claims, where the grooves are inclined with respect to the rotational rotor axis. The blade-foot and/or the groove in the rotor have so little material at least in one section, that in the installed condition and when the rotor has stopped, said section forms a gap between itself and the rotor or the blade-foot. By contrast however this gap is overcome and contact is made when the rotor is at operating speed, and the turbine engine is therefore under load. A portion of the forces acting on the blade are transmitted by this section. The gap in one section leads to the fact that the areas which are in direct contact with the blade-foot and the groove transmit the power first. Stress peaks can now be avoided by appropriately arranging the separated section and the power transmitting areas on the blade-foot and/or the groove. One embodiment provides for the section to be located at least next to one end of a supporting flange of the blade-foot, particularly next to a "sharp corner". This makes it possible for the central areas along the length of the blade-foot to transmit the power first. Only with a further load and the associated overcoming of the gap in the section is the latter able to transmit power, however no longer in the height direction, which would have been the case without the gap.

In order to install as many blades as possible in the available space of a rotor disk in a stage, the section of a compressor blade is located at least next to the supporting flange on the leading face of the suction side and/or on the trailing face of the pressure side. In a turbine blade this section is located at least next to the supporting flange on the trailing face of the suction side and/or on the leading face of the pressure side. The sectional embodiment is analogous to the above described embodiments of cross sections of a supporting flange of a blade-foot, for example either in the form of a taper or a camber. The section of the blade-foot and/or the groove in the rotor is designed so that even a previously conventional groove or blade-foot geometry can essentially be used as well.

It proved to be advantageous for the interaction of the blade-foot and groove in a turbine engine when the section changes only in an area that is at least next from one end of the supporting flange to about its center, especially to about its third. This prevents stress peaks in the area and rather the central areas of the material thickness of the disk are loaded, without overloading said areas. However, to avoid stress peaks it is useful if the section is located next to a corner area of the supporting flange and has a bevel.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Other advantages, features and embodiments of the invention are explained in greater detail by means of the drawings. In addition, advantageous embodiments can be obtained by combining the disclosed features. In the drawings:

Fig. 1 is a cross section of a compressor stage with two illustrated blades and blade-feet in the grooves of a compressor disk.

Fig. 2 is a top view of Fig. 1.

Fig. 3 is a blade with a blade-foot which has a supporting flange showing a cross sectional change.

Fig. 4 is a top view of a turbine stage section.

Fig. 5 is a cutout of a turbine blade-foot in a turbine rotor.

Fig. 6 is a blade with a blade-foot, where one supporting flange of the blade-foot is beveled.

Fig. 7 is another blade with a cross sectional change in the supporting flange.

Fig. 8 is a cutout of a blade with a blade-foot, where its supporting flange has a camber.

Fig. 9 is a first camber of a supporting flange of a blade-foot, and

Fig. 10 is another camber at one end of the supporting flange of a blade.

Fig. 1 shows a cross section of a disk 1 of a rotor 2. The disk 1 has two blades 3, each with a blade-foot 4 installed in a respective groove 5. In this case the grooves 5 are inclined with respect to the rotational axis 6 of the rotor 2. When the rotor 2 has stopped, there is so little material in a section 7 between the blade-foot 4 and the groove 5 that a gap exists between the blade-foot 4 and the rotor 2 in said section 7. This gap 8 in section 7 is overcome when the rotor is at operating speed. In Fig. 1 the gap 8 is indicated as a space between the groove 5 and the blade-foot 4. The arrangement of section 7 depends on where the highest local stresses occur when viewed along the length and height of the cross section of blade-foot 4 or the groove 5. Specially preferred areas of a section 7 in a compressor are located on the suction side of the leading face and on the pressure side of the trailing face; just the opposite takes place to a turbine.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Fig. 2 shows a top view of the disk 1 in Fig. 1 and here the blade 3 has a compressor profile. The disk 1 has a width B and includes inclined grooves 5. The blades 3 are located in the inclined grooves 5. The not visible blade-feet 4 are installed in the groove expansions 9 indicated by broken lines. Fig. 2 again clarifies the above indicated definition of a "sharp corner" 10. A "sharp corner" 10 is located in a place where an angle α , starting from the leading or the trailing face of the disk toward the groove, begins to be smaller than the opposite angles γ . To prevent the high stresses that take place in these corners 10, the supporting flanges 11 of the blades 3 include cross sectional changes 12 indicated by broken lines next to the "sharp corners". ~~A respective cross sectional change 12~~ is a reduction in the height and possibly also in the width along the length of the supporting flange. This reduces the transmission of power from the blade-foot to the disk 1 in the "sharp corner" 10 area, which lowers the stress peaks.

Fig. 3 shows a blade 3 which corresponds to an embodiment in Fig. 2. The blade 3 with its blade-paddle 13, blade-foot 4 and two supporting flanges 11 has a cross sectional change 12 along length L. The cross sectional change 12 evolves into the supporting flange 11 which otherwise remains unchanged compared to conventional supporting flanges. The illustrated cross sectional change 12 is a quasi-bevel of a corner of supporting flange 11, which is located next to the suction side of blade-paddle 13. In this case the blade-paddle 13 is designed with a compressor profile. Here the cross sectional change 12 is located on the side and in the area that is particularly subject to stress peaks in a turbine engine rotor with inclined grooves.

Fig. 4 shows blades 3 with a turbine blade profile. The blades 3 are also installed in the inclined grooves 5 of a disk 1. However the groove expansions 9, indicated again by broken lines, are now ~~closer to the blade-paddle 13, since both blades 3 have fir tree feet 14.~~ The cross sectional changes 12, also indicated by broken lines, are now located in the respective supporting flanges 11 of the fir tree feet 14, as can be seen more clearly in the following Fig. 5.

Fig. 5 shows the fir tree foot 14 in Fig. 4. It has four supporting flanges 11 on each side of the blade, while in this section the cross sectional changes 12 are respectively located on each supporting flange 11 on one side of the fir tree foot 14. A change in the cross section of a supporting flange 11 is not only applicable for example to Lavall feet or Hammerhead feet, but also to blade-foot geometries which have several supporting flanges 11 like the fir tree foot 14. The type of cross sectional change 12 in each individual supporting flange 11 of a fir tree foot 14 may be adapted to the respective stresses and therefore must not necessarily correspond to the cross sectional changes in other supporting flanges of the fir tree foot 14. The same applies also to the area of the cross sectional change, or to a section 7 as described in relation to Fig. 1.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Fig. 6 shows another blade 3 with a blade-foot 4, where a cross sectional change 12 takes place along the length L and the height H of the supporting flange 11. This quasi-bevel of the supporting flange profile toward one end of said supporting flange 11 can also be called a taper. This taper has the advantage that the stresses occurring in and adjacent to the cross sectional change in the blade-foot do not trigger excessively high stress peaks when power is transmitted between the groove and the blade.

Fig. 7 shows another cross sectional change 12 in a blade 3. This cross sectional change 12 also has a taper, where the taper profile 15 now has a predominantly curved contour instead of the predominantly straight contour in Fig. 6. This allows to select the respectively most favorable length or height change in the supporting flange 11, depending on the desired geometry of the blade-foot 4 in conjunction with the power transmission to the blade-paddle 13.

Fig. 8 shows another invented embodiment of a blade 3. The blade-foot 4 with a first 16 and a second 17 supporting flange is shaped to avoid local stress peaks. To that end both supporting flanges 16, 17 have a camber 18. This achieves a higher support in the center of the respective supporting flange 16, 17 and unloads the corners. It is particularly advantageous if the camber 18 is designed so that when a higher force is applied between blade 3 and the not illustrated inclined groove, at least one section of the camber 18 makes contact, i.e. contributes to the transmission of a portion of the forces acting on the blade. The camber 18 must also be designed so that on the one hand the surface pressure and on the other the local groove stress in the blade-foot 4 are kept low enough so that the material limits are not exceeded as well. At that point it is advantageous if the transition from the blade-foot 4 to the paddle 13 of blade 3 is designed so that only reduced groove stresses occur.

Fig. 9 shows a lengthwise view of the first supporting flange 16 in Fig. 8. As indicated by the arrow, the camber 18 has a curved profile in the form of a radius R . A correspondingly large radius R along the entire supporting flange 16 produces an especially uniform stress distribution, insofar as the power distribution between the blade-foot and the groove is especially uniform as well. In addition such a geometry is easier to produce.

Fig. 10 in turn shows a second supporting flange 17 in which the camber 18 differs from that of the first supporting flange 16. In this figure the cross section of the supporting flange 17 changes from one end to about a third of its length. Such a geometry is above all useful for blades intended to replace conventional blades in rotors that are already in operation. The camber 18 of the second supporting flange 17 can also contain a cross sectional change up to about half of the length L of the supporting flange, without creating problems when conventional blades are exchanged with blades that have cambers.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

The gap between the supporting flange 17 and the not illustrated groove may be small enough along a longer length, so that with an ever higher load on the blade, the area taking part in the power transmission between the blade-foot and the groove increases ever more. This also assumes that the cross section of the supporting flange changes only sectionally, meaning that certain permanent gaps exist in which no cross sectional change takes place.

The invention creates a new solution whereby the well known, increased local stresses in blade grooves or blade-feet are reduced, especially in corner areas, without compelling any loss in the service life or in the safety of these blades, or in the rotor design. The invention can also be used for the subsequent exchange of blades in conventional rotors.

Patent claims

1. A turbine engine blade (3) with a blade-foot (4) having a supporting flange (11), where the blade (3) can be installed in a groove (5) that is inclined with respect to the rotational axis (6) of a rotor (2), characterized in that the cross section of the supporting flange (11) of the blade-foot (4) changes along the length (L) and/or the height (H) of the supporting flange (11).
2. A blade (3) as claimed in claim 1, characterized in that the cross section of the supporting flange (11) only changes on one side of the blade-foot (4).
3. A blade (3) as claimed in claim 1 or 2, characterized in that the supporting flange (11) tapers toward one end of the blade-foot (4).
4. A blade (3) as claimed in claim 1, 2 or 3, characterized in that the supporting flange (11) changes next to a "sharp corner" (10) of the groove (5).
5. A blade (3) as claimed in one of the preceding claims, characterized in that the blade (3) is a compressor blade and the supporting flange (11) tapers on the leading face of the suction side and/or on the trailing face of the pressure side.
6. A blade (3) as claimed in one of the preceding claims, characterized in that the blade (3) is a turbine blade and the supporting flange (11) tapers on the trailing face of the suction side and/or on the leading face of the pressure side.
7. A blade (3) as claimed in one of the preceding claims, characterized in that the supporting flange (11) has a camber.
8. A blade (3) as claimed in one of the preceding claims, characterized in that the cross section of the supporting flange (11) only changes in one area from one end of the supporting flange (11) to about its center, especially to about its third.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

9. A blade (3) as claimed in one of the preceding claims, characterized in that one corner area of the supporting flange (11) is beveled.

10. A blade (3) as claimed in one of the preceding claims, characterized in that a blade-foot (4) has a first (16) and a second (17) supporting flange (11) each containing a different cross section, where the first supporting flange (16) in particular is cambered (18) and the second supporting flange (17) has a taper (15) and/or a bevel.

11. A turbine engine rotor (2) with blades (3) and blade-feet (4) which can be installed in grooves (5) as claimed in one of the preceding claims, where the grooves (5) are inclined with respect to the rotational axis of the rotor (2), characterized in that the blade-foot (4) and/or the groove (5) in the rotor (2) have so little material at least in one section (7), that in the installed condition this section (7) forms a gap with the rotor (2) or the blade-foot (4) when the rotor has stopped. By contrast, when the rotor (2) is at operating speed and the turbine engine is therefore under load, this gap (8) is overcome and contact is made, and a portion of the forces acting on the blade-paddle (13) is transmitted in this section (7).

12. A rotor (2) as claimed in claim 11, characterized in that the section (7) is located at least next to one end of a supporting flange (11) of the blade-foot (4), particularly next to a "sharp corner".

13. A rotor (2) as claimed in claim 11 or 12, characterized in that the section (7) of a compressor blade is located at least next to the supporting flange (11) on the leading face of the suction side and/or on the trailing face of the pressure side.

14. A rotor (2) as claimed in claim 11 or 12, characterized in that in a turbine blade the section (7) is located at least next to the supporting flange (11) on the trailing face of the suction side and/or the leading face of the pressure side.

15. A rotor (2) as claimed in one of the preceding claims, characterized in that the section (7) has a camber.

16. A rotor (2) as claimed in one of the preceding claims, characterized in that the section (7) changes only in one area which is located at least next to one end of the supporting flange (11) up to about its center, especially to about its third.

17. A rotor (2) as claimed in one of the preceding claims, characterized in that the section (7) is next to a corner area of the supporting flange (11) and has a bevel.

(Attached: 4 pages of drawings)

THIS PAGE BLANK (USPTO)

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☒ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)